

⑯ 日本国特許庁 (JP)

⑮ 特許出願公開

⑰ 公開特許公報 (A)

昭56-9691

⑯ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 04 C 18/00

識別記号

厅内整理番号  
7331-3H

⑯ 公開 昭和56年(1981)1月31日

発明の数 1  
審査請求 未請求

(全 8 頁)

⑯ 回転式流体機械

⑰ 特 願 昭54-85636

⑰ 出 願 人 三洋電機株式会社

⑰ 出 願 昭54(1979)7月5日

守口市京阪本通2丁目18番地

⑰ 発明者 西場徳二

⑰ 出 願 人 東京三洋電機株式会社

群馬県邑楽郡大泉町大字坂田18

群馬県邑楽郡大泉町大字坂田18

0番地東京三洋電機株式会社内

0番地

⑰ 発明者 寺田房夫

群馬県邑楽郡大泉町大字坂田18

0番地東京三洋電機株式会社内

明細書

1. 発明の名称

回転式流体機械

2. 特許請求の範囲

(1) ポートを有する球状の中空シリンダと、該シリンダ壁に回転自在に枢支され且つこのシリンダの球心点を延長線が通る回転軸と、該軸と共に回転される2枚の回転ブレードと、該両ブレード間に位置し且つこれらブレードの弦に摂動自在に枢支される円状の仕切ブレードとを備えてこの仕切ブレードにて前記シリンダを二室に区画し更にこの二室をこの仕切ブレードと接離運動する前記回転ブレードにて区画すると共にこれら仕切ブレードと回転ブレードとに於いて一方のブレードは球面切削部を両面对称に形成した球分形状とし、他方のブレードにはこの切削部に夫々交互に嵌合される突起部を形成し、且つこれらブレードの外周面上に前記シリンダの内壁とシールを行なう凹凸部を形成したことを特徴とする回転式流体機械。

(2) 各ブレードの外周面上にリングを固着して凹

凸部を形成した特許請求の範囲第1項記載の回転式流体機械。

(3) 仕切ブレードに固着するリングをこのブレードよりも熱膨張率の高い材質で形成した特許請求の範囲第2項記載の回転式流体機械。

(4) 中空シリンダの外周面上に放熱フィンを形成した特許請求の範囲第1項記載の回転式流体機械。

(5) 中空シリンダに冷却水用通路を形成した特許請求の範囲第1項記載の回転式流体機械。

3. 発明の詳細な説明

本発明はオーブンサイクル式逆プレートンサイクル型冷房機に適用される回転式流体機械に関するもので、球面運動機構を中心とした圧縮、膨張用の回転式流体機械を提供することにある。

更に詳述すれば、球状の中空シリンダを二室(圧縮室と膨張室)に区画する仕切ブレードと、該ブレードと接離運動しこの二室を更に区画する回転ブレード、及びこれら両ブレードを同時に摂動、回転させる回転軸等の構成部品を、シリンダの球心点を中心とした球面運動機構とすることに

より振動、騒音を皆無とすると共にこれらブレードの外周面に凹凸部を形成してシリンドの内壁とラビリンスシールさせることにより区画された各室間の空気漏れを防止しサイクル効率を向上させるようにしたコンパクトな一体型回転式流体機械を提供することにある。

以下本発明の一実施例を圧縮、膨張用の回転式流体機械につき第1図乃至第5図に基づいて詳述する。

第1図は本発明回転式流体機械の原理構造を示す内部透視図で、(1)は球状の中空シリンド、(2)(3)はこの球心点(0)と延長線(2)(3)が交わる回転軸、(4)(5)は球分形状を有し、且つ2球分の中心軸に前記回転軸(2)(3)を一体もしくは別体に備えた回転ブレード、(6)はこのブレード(4)(5)間に位置し、且つ球分弦(4)(6)と(5)(6)とに振動自在に枢支される円状の仕切ブレードで、延長線(2)と(3)は角度(θ)、(但しθは一定)、延長線(2)と球分弦(4)(6)は角度(φ)、(但しφは可変)夫々振られており、且つ延長線(2)と球分弦(4)(6)、並びに延長線(3)と球分弦(5)(6)は夫々

直交している。

(7a)(7b)(8a)(8b)は延長線(2)(3)に沿つて両回転ブレード(4)(5)の両面に球面(9)(10)から球心点(0)に向かう任意の距離まで切欠形成された例えば楔状の同一形状を有する切削部、(11a)(11b)(12a)(12b)は球分弦(4)(6)と(5)(6)に沿つて仕切ブレード(6)の両面に(2)(3)(4)点から球心点(0)に向かう任意の距離まで突出形成された例えば楔状の同一形状を有する突起部で、該部が前記切削部(7a)(7b)(8a)(8b)と交互に嵌合されるよう、この両部は同一の凹凸形状となつてゐる。

斯かる原理構造を有する回転式流体機械を構造実施例として断面図で示したもののが第2図で、シリンド(1)は回転ブレード(4)(5)と仕切ブレード(6)とを組み込む為に2分割され、ボルト(13)(13)締めされるようになつてゐる。00(4)は回転軸(2)(3)をシリンド(1)壁に回動自在に枢支する為の軸受枢支部、08は別部材の回転軸(2)と回転ブレード(4)、(回転軸(3)と回転ブレード(5)も同様)を取付固定する為のボルト、07(6)は回転ブレード(4)の球分弦(4)(6)に仕切

ブレード(6)を振動自在に枢支する為のボルト付軸受、09はアルミ製シリンド(1)を冷却する為にこの外表面に一体に形成した放熱フィン、09は同じくシリンド(1)を強制冷却する為にこの内部に実線矢印の如く一方の回転軸(2)側から他方の回転軸(3)側へ冷却水を通す冷却水用通路である。

又、第1図に示したようにアルミ製回転ブレード(4)(5)の球面には第3図(A)に示す半輪状のリング(20a)(20b)を、且つアルミ製仕切ブレード(6)の外周面には第3図(B)に示す切削部付きの環状リング(21b)を取付けて凹凸部を形成しており、この取付として例えば第4図(A)の如く夫々のブレード(4)(5)(6)の球面及び外周面に形成した溝(23)内に嵌合接接着させている。而して後述の如くシリンド(1)内を圧縮室と膨張室とに区画する仕切ブレード(6)及び圧縮室内を更に2区画する回転ブレード(4)のリング(20a)(20b)を、アルミ材よりも熱膨張率の高い例えばテフロン系樹脂、ポリエチレンサルファイト系樹脂、ポリイミド系樹脂、ポリエスチル系樹脂及びこれら樹脂にて固化されたカーボ

ン、並びにゴム、含油焼結金属等の材質で形成して第4図(A)の如く夫々のブレード(4)(6)の球面と外周面とに面一状態に嵌着しておけば、これらリング(20a)(20b)は後述の圧縮運転時温度上昇する圧縮空気にて熱膨張して第4図(B)の如くシリンド(1)の内壁面(24)とラビリンスシールするようになり、逆に膨張室内を2区画する回転ブレード(5)のリング(21b)をアルミ材よりも熱膨張率の低い焼結カーボン等の材質で形成して第4図(B)の如く回転ブレード(5)の球面より突出させシリンド(1)の内壁(24)と面接触させておけばこのリング(21b)は後述する膨張運転時温度低下する膨脹空気にて若干縮縮するものの極微小な間隙のもとでラビリンスシールするようになる。尚、第5図の(A)乃至(B)は夫々のリング(20a)(20b)(20c)の種々断面形状を示したものである。

第6図は回転ブレード(4)(5)及び仕切ブレード(6)にラビリンスシールをもたせた他一実施例で、夫々のアルミ製球面及び外周面に一案もしくは数案の溝(25a)を設け、更に第7図及び第8図に示す

よう仕切ブレード(6)と対応し回転ブレード(4)(5)の球分弦(2)(4)(5)(6)に位置する回動面(6)にもラビリスシールをもたせる為に数条の溝(25a)を設けたものである。

又、第9図乃至第11図は他二実施例で同じく回転ブレード(4)(5)及び仕切ブレード(6)の球面及び外周面並びに回動面(6)に夫々溝(25a)(25b)の代わりに多数の小穴(27a)(27b)を設けラビリスシールをもたせるようにしたものである。尚、第6図乃至第11図は上記一実施例と同一符号で示した。

以上の如く構成されており、第1図を参照しながら動作原理を説明すると、一方の回転軸(2)に電動機(図示せず)を連結してこの回転軸(2)を駆動力軸、他方の回転軸(3)を支軸とし、回転軸(2)を実線矢印方向へ回転させると、延長線(2)間の(2)(0)軸を中心として回転ブレード(4)が同一方向に回転し、これに伴ない球分弦(2)(4)は(2)(0)軸と直交する平面上を回転する。この回転により仕切ブレード(6)は揺動しながら球心点(0)を中心に回動し、これに伴

特開昭56-9691(3)<sup>8</sup>

ない球分弦(2)(4)も回転する。従つてこの球分弦(2)(4)と直交する延長線(3)間の(2)(0)軸を中心として回転軸(3)と共に回転ブレード(5)が実線矢印の方向に回転する。

この回転時、回転軸(2)の角速度を $\omega$ 、回転軸(3)の角速度を $\beta$ とすると、回転軸(2)の角変位 $\theta$ は $\theta = \omega t$ 、回転軸(3)の角変位 $\phi$ は $\phi = \omega t + \beta t$ (t:時間)となり、角変位 $\phi$ は $\phi = \theta + \beta t = \tan^{-1}(\cos\alpha \cdot \tan\theta)$ で表わされる。これは球面運動機構を示す関係式であり、この関係式からわかるように $\alpha = 0, \pi/2, \pi, 3/2\pi, 2\pi$ の時以外は角速度 $\omega$ は一致しないようになっている。但し、両回転軸(2)(3)の回転数は同一である。又、球分弦(2)(4)と(2)(6)とのなす角はトルク変動を最小にする為に $\pi/2$ が望ましいが、この角度だけに限定されるものでない。

又、延長線(2)と球分弦(2)(4)との交わる前述の角度 $\alpha$ は角変位 $\theta$ によって変化するが、(2)点が(2)点に最も近づいた時、 $\beta = \pi/2 - \alpha$ なる関係にあり、(2)点を結ぶ円弧線(2)からの回転ブレード(4)の球分肉厚角度 $\delta$ を $\delta = \beta$ なる関係に設定する

(回転ブレード(5)も同様)と、仕切ブレード(6)の両面及び突起部(11)(12)の面は回転ブレード(4)(5)の夫々の両面及び切削部(7)(8)の面と相対的に密着状態に接近したり、離れたりしながら前述の如く揺動運動を繰り返すようになる。

即ち、球心点(0)を中心に回動しながら揺動する仕切ブレード(6)にてシリンド(1)を2室に区画すると共にこの2室を回転ブレード(4)(5)にて夫々更に2室に区画して合計4室に区分し、回転軸(2)の駆動によりこの4室の内容積を零から最大にまで大小変化させるようにしたものである。

第3図は上述した回転式流体機械をオープンサイクル式逆プレート・サイクル型冷房機として配管接続した系統図で、シリンド(1)には突起部(11a)(11b)(12a)(12b)が回転軸(2)(3)の枢支部(405)と最も接近する箇所(29a)(29b)両側にポート(30)(31)が設けられている。これらポートの形状は第13図、第14図にも示すように夫々の一端縁(34)の内凹部を前記箇所(29a)(29b)に位置した状態時の突起部(11)(12)の両側縁(34)と合致するように設定

すると共にポート(30)(31)の他端縁(39)(40)を前記ポート(31)(32)の一端縁(39)(40)と回転軸(2)(3)を介して対称位置に配置させ、且つ他ポート(30)(32)の他側縁(41)(42)は少なくともポート(30)(32)よりも開口面積が小さくなるように定められており、これらポート(30)(31)(32)(33)は何れも突起部(11a)(11b)(12a)(12b)の両側縁(34)よりも弧径の小さい円弧状となっている。

而して、ポート(30)(32)を吸込口とし、ポート(31)(33)を吐出口とし、ポート(30)を室内空間(43)中の吸込グリル(44)と、ポート(33)を吹出グリル(45)と夫々配管接続すると共に室外空間(46)中の放熱器(47)をポート(31)(32)と配管接続してオープン形式の空気循環サイクルを構成したもので、回転軸(2)(3)側から見た正面図を夫々示す第13図(圧縮行程図)第14図(膨張行程図)に基づきながら以下運転動作につき説明する。尚、同一部品は同一符号で附記した。

先づ、第13図(4)は一方の突起部(11a)と嵌合状態にある切削部(7a)の両側縁(48a)(48b)がポート(30)(31)の端縁(39)(40)と合致し、この両ポートが回転ブレード(4)にて閉塞された状態を示すもので、

ポート①からの吐出終了直後とポート③に於ける吸込開始直前時の状態である。

斯かる状態から回転軸②の駆動により回転ブレード④が実線矢印の方向に回転し、切削部⑦aの一端縁⑧aがポート③の一端縁⑩aを通過すると、ポート③は切削部⑦aを通してシリンダ①内に連通して吸込行程が開始され、90度回転した第13図(c)の状態では薄墨で塗布した部屋⑨a内に内容積増加に伴なう誘引作用にて吸込グリル⑪から空気がポート③より吸入され充満された状態となる。

更に90度回転して第13図(c)に示すように切削部⑦aの他端縁⑧bがポート③の他端縁⑩bと合致した状態になるとポート③は回転ブレード④にて閉塞されて吸込行程が終了し、同時に次の圧縮行程が開始される。斯かる状態時、薄墨で塗布した部屋⑨aは回転ブレード④と仕切ブレード⑥とが最も離れており、内容積は最大となつてゐる。

第13図(d)は圧縮の途中行程を示したもので、

特開昭56-9691(4)<sup>12</sup>

仕切ブレード⑥が徐々に回転ブレード④に接近して薄墨で塗布した密蔽部屋⑨cの内容積が順次減少することによりこの部屋⑨c内の密封気体が徐々に断熱圧縮されており、第13図(c)に示すように切削部⑦aの一端縁⑧aがポート③の一端縁⑩aと合致すると圧縮行程が終了すると共に吐出が開始され第13図(c)の状態でポート③から断熱圧縮された気体が吐出され、第13図(a)の状態に戻ると吐出は完全に終了し、再び前述したようにポート③からの吸込、ポート③からの吐出と、吸込、圧縮、吐出運動を繰り返し行なう。

而して、断熱圧縮されて高温高圧状態となつた気体は放熱器⑫に送り込まれてファン⑬で室外空間へ放熱され、略等圧のもとに冷却され低温状態となつて第14図に示すポート③から吸入されるようになる。

即ち、前述した圧縮行程側の第13図(a)の状態時には膨張行程側の回転ブレード⑤は第14図(a)に示すように180度反転した状態にあつて他方の突起部⑫aと嵌合状態にある切削部⑧aの

両端縁⑪a(⑪b)がポート③の端縁⑩a(⑩b)と合致し、この両ポートが回転ブレード⑤にて閉塞された状態にあり、丁度ポート③からの吐出終了直後とポート③に於ける吸込開始直前時を示す状態である。

斯かる状態から第13図で前述した回転軸②の駆動に伴ない他回転軸③を中心として実線矢印の如く回転ブレード⑤が回転し、第14図(c)に示すように切削部⑧aの一端縁⑪aがポート③の一端縁⑩aを通過すると、ポート③は切削部⑧aを通してシリンダ①内に連通して吸込行程が開始され薄墨で塗布した内容積の小さい部屋⑨a内に流入した前述の放熱器⑫からの低温圧縮気体が回転ブレード⑤を押圧してこのブレードを実線矢印と同一方向へ回転させようとする力が同時に発生してこの回転エネルギーを回転軸②の駆動力として回収する。

更に回転して第14図(a)の状態から90度回転した第14図(c)の状態になると、切削部⑧aの他端縁⑪bがポート③の他端縁⑩bと合致し、ボ

ート③は回転ブレード⑤にて閉塞されて吸込行程が終了すると同時に次の膨張行程が開始される。斯かる状態時、仕切ブレード⑥は回転ブレード⑤に対し、圧縮行程に吸入された気体が圧縮され放熱器⑫にて放熱された後の状態の体積と等しくなるような離間距離をもつてゐる。

而してシリンダ①、回転ブレード⑤、仕切ブレード⑥にて囲まれたこの密蔽部屋⑨bが90度更に回転した第14図(d)に示す状態、即ち切削部⑧aの一端縁⑪aがポート③の一端縁⑩aと合致し回転ブレード⑤と仕切ブレード⑥とが最も離れた内容積最大の密蔽部屋⑨c(薄墨で塗布した部分)に移向するに従い内容積増加に伴なつて低温圧縮状態の密封気体が徐々に断熱膨張されるようになり、同図(d)の状態で膨張行程が終了すると同時に吐出が開始され、第14図(d)並びに徐々に内容積が減少している同図(c)の状態で低温常圧の冷風となつてポート③から吐出し第14図(a)の状態に戻ると吐出は完全に終了して再びポート③からの吸入、ポート③からの吐出と吸込、膨張、

吐出運動を繰り返し行なう。

而してポートより吐出された低温気体を吹出グリル網へ導き室内空間網へ送出することによりこの空間を冷房することができる。

このようにシリンダ(1)内を仕切ブレード(6)にて圧縮室と膨張室との2室に区画すると共にこの2室を夫々内容積が零から最大そして零と変化する2室に回転ブレード(4)(5)にて更に区画することにより圧縮、膨張運動を同時に行なうようにした回転式流体機械に於いて、各ブレード(4)(5)(6)の外周面にリンク凹、溝凹及び小穴凹等の凹凸部凹を形成してシリンダ(1)の内壁凹とラビリンスシールを行なうようにしたので高圧高圧の圧縮室から低圧常圧の膨張室へ高圧圧縮空気が漏洩してサイクル効率が低減してしまう虞れをなくし、特に熱膨張率の異なるリンク凹にて凹凸部凹を形成すれば圧縮室と膨張室との間並びに圧縮室内の2室間に於いて運転停止時仕切ブレード(6)及び回転ブレード(4)とシリンダ(1)の内壁凹との間隙から空気が漏洩して圧力バランスが早くそれ再起動運転が容易となる。

回転ブレード及び仕切ブレードと僅かな間隙をもたせた無接触状態とすることができしかも面状に凹凸部を形成したのでラビリンスシールにより高精度のもとに密封区画でき、サイクル効率を上げることができる。

(2) 回転ブレード、仕切ブレード等の作動構成部品を動力伝達部材として兼用して部品点数を算小限に抑えているので、簡単なる構造で且つ圧縮、膨張両室の有効体積比を大きく確保できコンパクトに仕上げることができる。

(3) 握れ角(θ)を小さくし、且つ部品材質をアルミニウム等の軽量部材で形成するとトルク変動を極小にでき、且つ回転ブレードが圧縮膨張運転時ポータブルで停止しても圧縮、膨張の各部屋内の気体圧で圧力バランスして自動的に初期状態(第13図(A)及び第14図(A))に戻るので始動トルクが小さくて済み、起動運転が容易である。

(4) 吸込及び吐出ポートの位置はシリンドラと回転、仕切ブレードの相対位置で一義的に決まるので、吸込弁、吐出弁を設けないで単にポートをシ

なる効果があり、且つ運転中はリング刃が熱膨張して確実にラビリンスシールする顕著な効果を奏するようになる。

更にシリンダ(1)を放熱フィン部で自然冷却、もしくは冷却水用通路19に冷却水を通して強制冷却を同時又は何れか一方で行なつてシリンダ(1)が熱膨張により膨出するのを阻止すれば上述の凹凸部24によるラビリンスシール効果が確実に発揮され、且つシリンダ(1)の冷却によりボリトローブ指數が小さくなつて等温圧縮膨張に近づき、サイクル効率を上昇させることができる。

以上詳述したように本発明回転式流体機械は極めて斬新で且つ有用なもので、次に挙げる特徴を有している。

(1) 回転ブレード及び仕切ブレード並びにこれらブレードを搖動回転させる回転軸等作動構成部品がシリンダの球心点を中心とした球面運動機構にあるので高速高圧運転に際しても騒音振動は皆無となり、且つ球面運動軌跡でシリンダの内壁は加工精度の高い真円の球面形状に決定できるので

リンダに設けるだけで良く、併せて弁不正により吸入、吐出圧損もなく且つ弁音の発生もなく、信頼性も向上できる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図乃至第5図は本発明の一実施例を示すもので、第1図は回転式流体機械の原理構造を示す内部透視図、第2図はその構造を示す断面図、第3図(A)～(D)はリングの正面図、第4図(A)～(D)はリングの嵌着状態を示す要部拡大断面図、第5図(A)～(D)はリングの異なる実施例を示す断面図、第6図乃至第8図は本発明の他実施例を示すもので第6図は回転式流体機械の内部透視図、第7図は回転ブレードの斜視図、第8図は第7図のⅧ-Ⅸ断面図、第9図乃至第11図は本発明の更に他実施例を示すもので第9図は回転式流体機械の内部透視図、第10図は回転ブレードの斜視図、第11図は第10図のⅩ-Ⅺ断面図、第12図は本発明回転式流体機械をオープンサイクル式逆プレートンサイクル型冷房機として配管接続した系統図、第13(A)～(F)図は圧縮行程図、第14図は膨張行程図である。

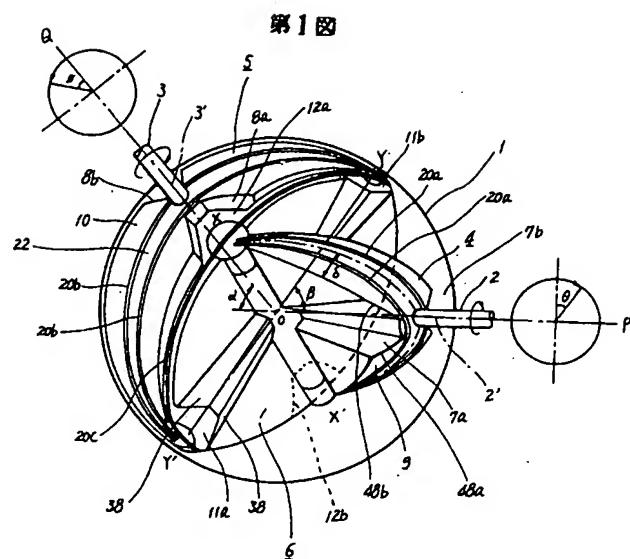
(1)…シリンダ、(2)(3)…回転軸、(4)(5)…回転ブレード、(6)…仕切ブレード、(7)(8)…切削部、(10)(2)…突起部、(18)…放熱フィン、(19)…冷却水用通路、(20)…リング、(22)…凹凸部、(O)…球心点、(X)(Y)…弦

特許出願人

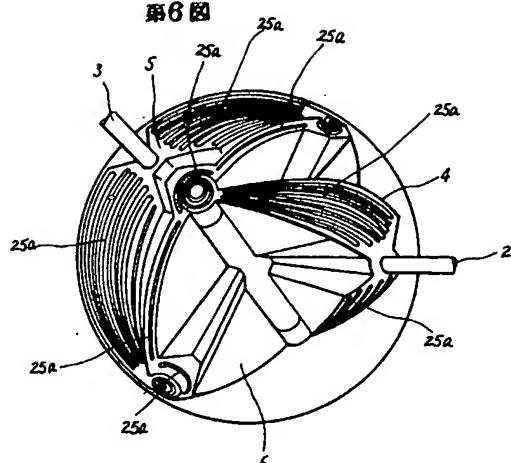
三洋電機株式会社

代表者 井植 賢

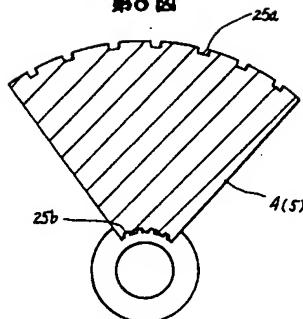
外1名



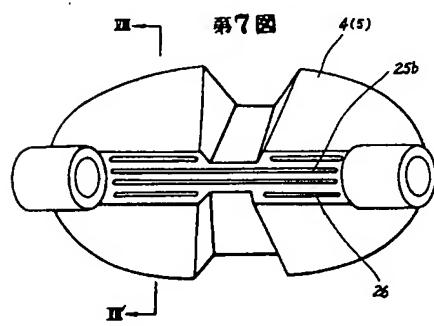
第6図



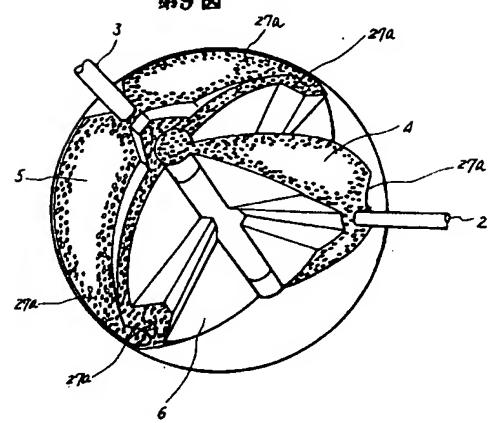
第8図



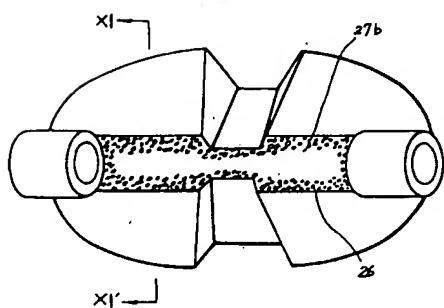
第7図



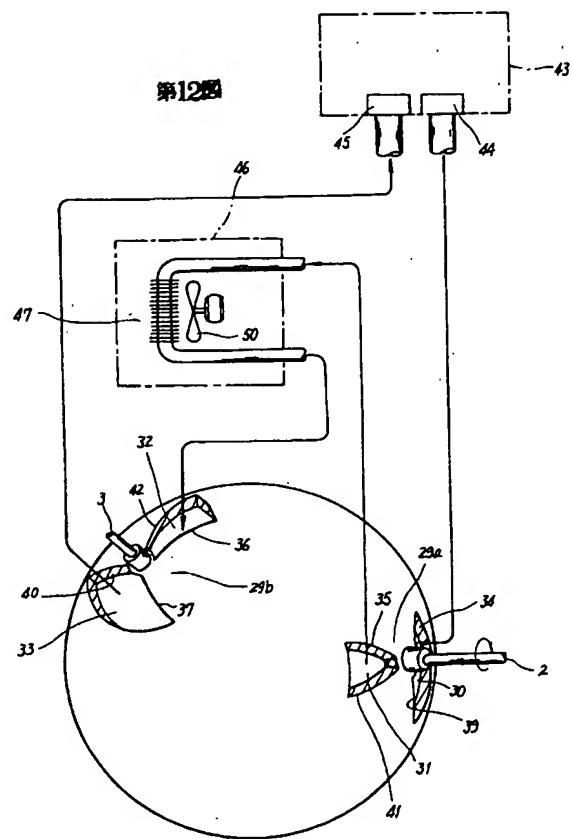
第9図



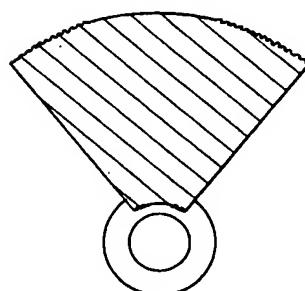
第10図

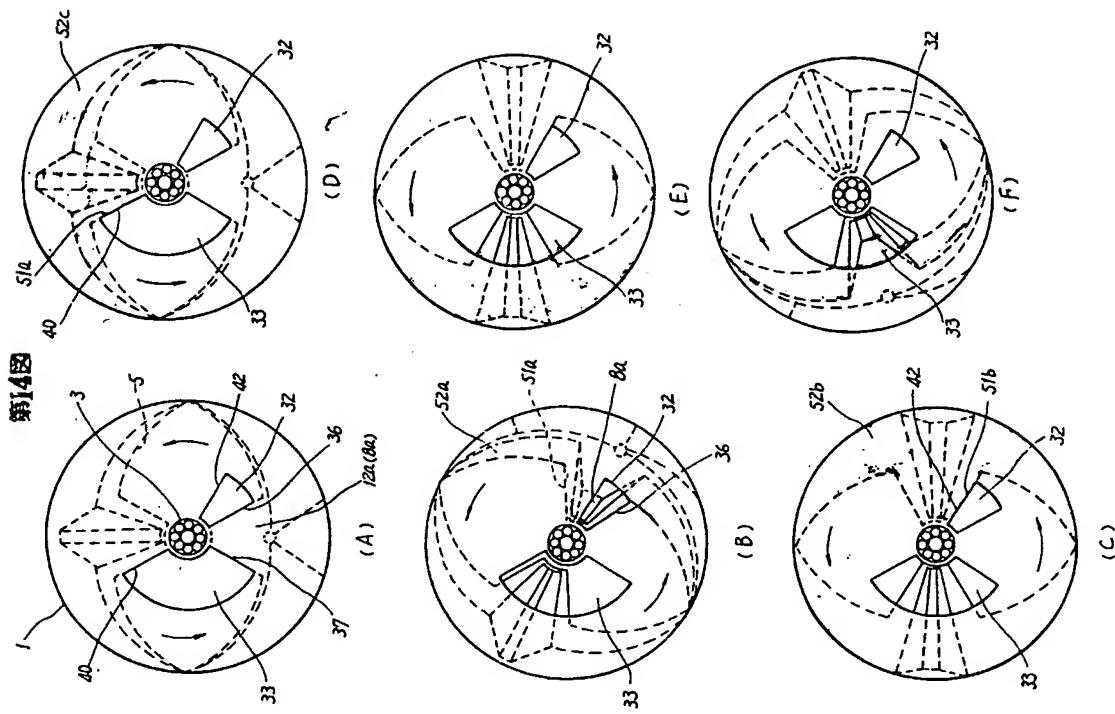
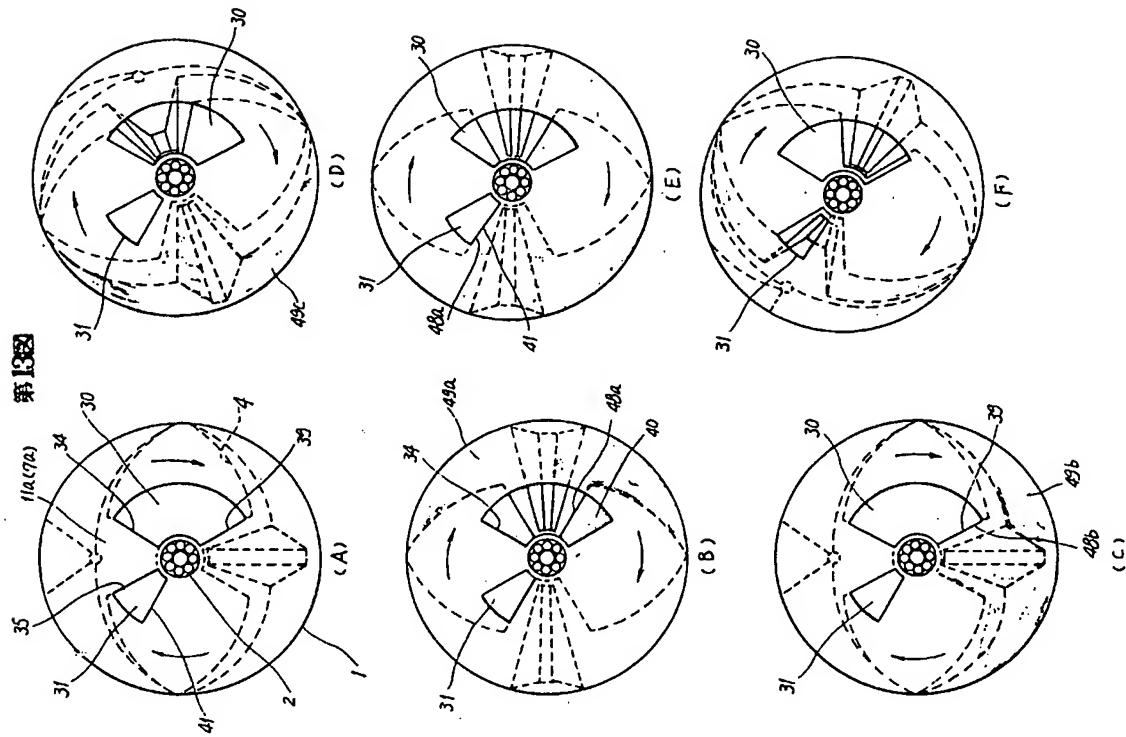


第12図



第11図





PAT-NO: JP356009691A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 56009691 A

TITLE: ROTARY FLUID MACHINE

PUBN-DATE: January 31, 1981

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

NISHIJO, TOKUJI

TERADA, FUSAO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
SANYO ELECTRIC CO LTD	N/A
TOKYO SANYO ELECTRIC CO LTD	N/A

APPL-NO: JP54085636

APPL-DATE: July 5, 1979

INT-CL (IPC): F04C018/00

US-CL-CURRENT: **418/68**

ABSTRACT:

PURPOSE: To prevent air leak between devided spaces by forming concave and convex parts with an annular ring fixed on the outer periphery of a partition blade to devide a spherical hollow cylinder into a compression space and an expansion space, and by making labyrinth seal with the cylinder inner wall.

CONSTITUTION: Vibration and noises are absolutely eliminated by constituting a partition blade 6 to devide a spherical hollow cylinder 1 into two chambers, rotary blades 4, 5 which make movements attaching to and detaching from the blade 6, and components, such as rotary axles 2, 3, etc. which are pivotally

supported to be rotatable on the wall of the cylinder 1 that simultaneously rocks and rotates these both blades and let the prolonged line pass through the spherical central point 0 of the cylinder as a spherical movement mechanism having the spherical central point 0 as the center. Besides, cycle efficiency is improved by forming a concave and convex part 22 with an annular ring 20c made of a material which is high in thermal expansion rate on the outer periphery of the partition blade 6, and by making labyrinth seal with the inner wall of the cylinder 1.

COPYRIGHT: (C)1981,JPO&Japio